

Е. С. РЕДЧЕНКО, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЛИЯНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ НА МЕХАНИЗМ НАКЛОНА КУЗОВА ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ НАДРЕССОРНОГО СТРОЕНИЯ

У статті наведені короткі відомості про стендове обладнання для випробувань рухомого складу. Запропонована математична модель для розрахунку миттєвого значення радіусу перехідної кривої. Розроблена математична модель для дослідження впливу центробіжної сили на механізм нахилу з урахуванням коливань надресорної будови вагону. Наведені пропозиції щодо створення каткового стенду з можливістю імітації центробіжної сили.

In article the short information about stand equipment for rolling stock test are given. The mathematical model to make calculations of the instantaneous value of the transition curve radius is proposed. The mathematical model for investigation of the centrifugal force effect on the tilt mechanism taking into account oscillations of the bolster construction of the car is worked out. The suggestions concerning the creation of the roller rig with possibility to centrifugal force simulation are given.

Ежегодно услугами железнодорожного транспорта в Украине пользуются более 400 млн. пассажиров. Однако на сегодняшний день пассажирские перевозки не в полном объеме удовлетворяют современным потребностям общества. В первую очередь это касается недостаточной скорости движения обусловленной наличием на существующих линиях большого количества кривых малого радиуса.

Для повышения скоростей движения на существующих линиях “Концепция Государственной целевой программы внедрения на железных дорогах скоростного движения пассажирских поездов на 2005-2015 годы” предусматривает использование поездов с наклоняемыми кузовами [1,2], поскольку такие поезда предназначены, в первую очередь, для увеличения скорости движения в кривых участках пути. В концепции также высказывается мысль, что на первом этапе целесообразно приобретать скоростные поезда с наклоняемыми кузовами у зарубежных производителей [3].

Одним из рисков связанных с покупкой таких поездов, является отсутствие данных, характеризующих особенности эксплуатации подвижного состава с наклоняемыми кузовами на существующей инфраструктуре пути. В частности, это касается действия на подвижной состав центробежных сил при проходе кривых малых радиусов. Эта ситуация осложняется и тем, что в Украине на сегодняшний день фактически отсутствуют полигоны, предназначенные для скоростей движения более 140 км/ч, где в процессе испытаний можно оценить ходовые и динамические характеристики закупаемых поездов.

В этом отношении полезен опыт ведущих предприятий и исследовательских учреждений отрасли, которые в процессе разработки и испытаний подвижного состава используют специальное стендовое оборудование [4]. Одним из главных преимуществ стендов при испытаниях подвижного состава является имитация специфических условий эксплуатации, характерных для различных линий. Это особенно важно, при отсутствии возможности проведения натуральных испытаний.

Для проведения полного цикла тягово-энергетических и динамических испытаний подвижного состава используются специальные испытательные установки – катковые стенды [5,6].

Катковые стенды основаны на имитации непрерывного рельсового пути путем вращения катков, имеющих профиль рельса. В конструкцию стенда входит несколько систем, включающих катковый блок, блок привода, систему управления привода, гидравлическую систему, систему сбора и обработки данных, систему контроля. Структурная схема стенда приведена на рис. 1.

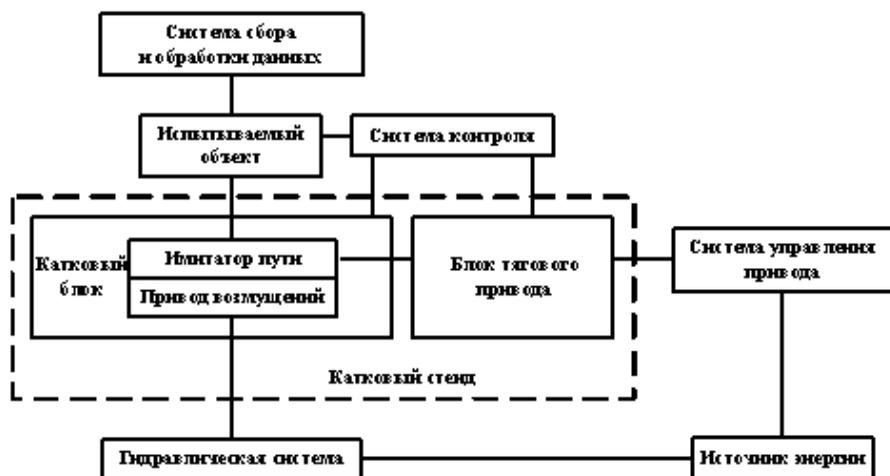


Рисунок 1 – Структурная схема каткового стенда

По виду решаемых задач катковые стенды разделяются на два типа: RTU (Rolling Test Unit) – катковые стенды, основная функция которых – имитация движения подвижного состава по прямому участку пути с реализацией тяговых (тормозных) усилий или без них; RVTU (Rolling Vibrating Test Unit) – катковые стенды у которых в дополнении к базовым функциям стендов RTU имеется возможность имитации неровностей пути. Объектами испытания на катковом стенде могут быть – локомотив (вагон), тележка, колесная пара.

В тоже время подробный обзор современных катковых стенов, приведенный в [4] показал, что ни один из рассмотренных стенов не позволяет имитировать возникновение и изменение центробежных сил, действующих в кривых на поезд. Таким образом, стенд с возможностью имитации центробежной силы является важным инструментом для исследований скоростных поездов с устройствами принудительного наклона кузова в кривых.

Поэтому в данной статье разработаны предложения по модернизации катковых стенов в этом направлении, базирующиеся на имитации центробежных сил с помощью специального механизма, создающего силовое воздействие в определенном направлении и в заданной точке наддрессорного строения испытуемого вагона. Уровень этого силового воздействия определяется из следующих соображений.

Величина центробежной силы действующей на кузов вагона при движении в кривой постоянного радиуса определяется по формуле

$$F_{\text{ц}} = \frac{mV^2}{R};$$

где m – масса кузова, кг; V – скорость движения, м/с; R – радиус кривой.

Как видно на схеме (рис. 2), движение поезда по кривой состоит из трех участков: вход – движение по переходной кривой при изменении радиуса от бесконечности до заданного радиуса кривой; движение по кривой с постоянным радиусом, выход – движение по второй переходной кривой при изменении радиуса от заданного значения до бесконечности.

Таким образом, при определении величины центробежной силы необходимо учитывать изменение радиуса при движении по переходным кривым.

Мгновенные значения радиуса определяются из решения следующей системы дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{dL}{dt} = V; \\ \frac{dr}{dt} = -\frac{R \cdot S_{\text{ПК}} \cdot V}{S(t)^2}. \end{cases}$$

где: r – мгновенный радиус переходной кривой в момент времени t , м; R – радиус кривой, м; $S_{\text{ПК}}$ – длина переходной кривой, м; $S(t)$ – путевая координата поезда в момент времени t , м.

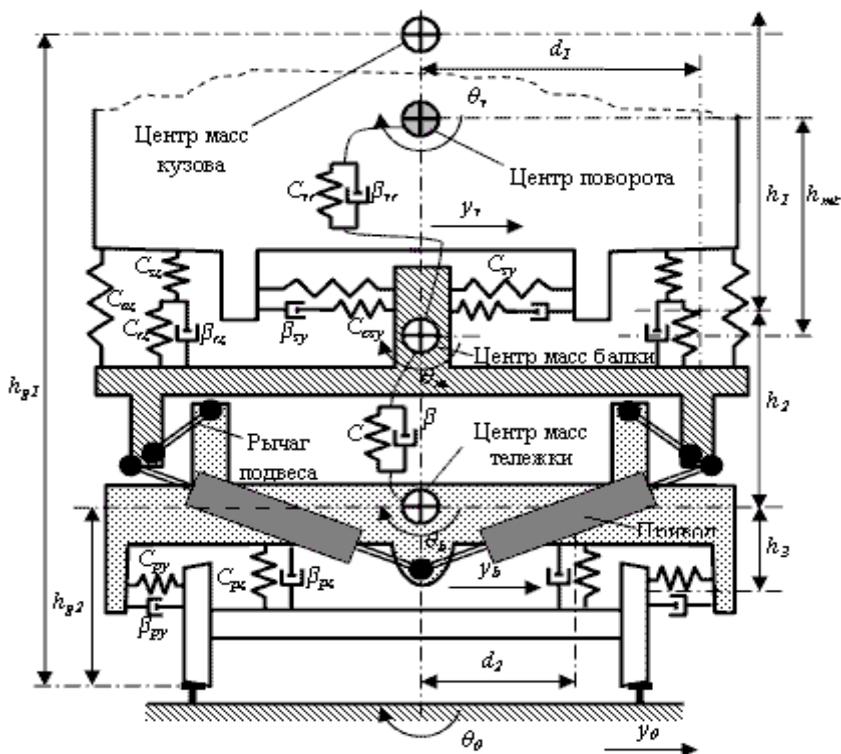


Рисунок 2 – Схема путевого входа

Исследование влияния центробежной силы на элементы наддрессорного строения и механическую часть системы наклона кузова базируется на результатах, полученных в [7]. Математическая модель, описывающая вынужденные колебания наддрессорного строения вагона, основана на расчетной схеме показанной на рис 3.

Расчетная схема включает боковые степени свободы, степени свободы вращения кузова и тележки. Представление пары пневморессор используется для имитации «заваливания» вторичного рессорного подвешивания, однако вертикальными степенями свободы в модели пренебрегают. Для дальнейшего упрощения, динамика колесной пары не принимается во внимание, но связанное с ней воздействие включено в модель путем использования соответствующего фильтра. Первичные и вторичные подвешивания (как вертикальные – рессорные, так и боковые) моделируются парой пружина/демпфер, которые включены параллельно (концевая жесткость демпфера учитывается в боковом вторичном подвешивании). Жесткость антикренового устройства, установленного между кузовом и тележкой/промежуточной балкой, также включена в модель (учитывая

демпфирование крена). Активный наклон осуществляется промежуточной балкой (механизма наклона), подвешенной к тележке (это механическое расположение известно как подвес промежуточной балки к раме тележки ниже вторичного рессорного подвешивания).

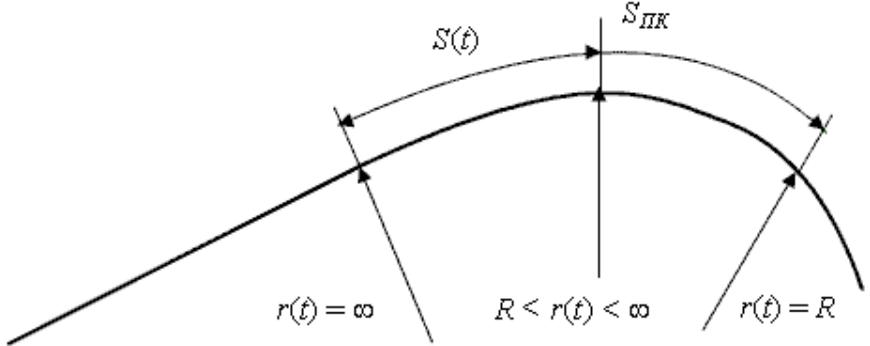


Рисунок 3 – Расчетная схема надрессорного строения вагона с наклоняемым кузовом

Таким образом, базовая система уравнений, записанная относительно выбранных степеней свободы, будет иметь следующий вид.

Для бокового отбоя кузова

$$m_v \ddot{y}_v = -2C_{sy} y_v + 2C_{sy} h_1 q_v + 2(C_{sy} + C_{c_{sy}}) y_b + 2(C_{sy} + C_{c_{sy}}) h_2 q_b - 2C_{c_{sy}} y_{es} - [2h_{mt}(C_{sy} + C_{c_{sy}}) - m_v g] h_m + m_v g q_0 - F_u - m_v h_{g1} \ddot{q}_0.$$

Для боковой качки кузова

$$i_{vr} \ddot{q}_v = (2h_1 C_{sy} + m_v g) y_v - [C_{vr} + 2h_1^2 C_{sy} + 2d_1^2 (C_{az} + C_{sz})] h_v - [2h_1 (C_{sy} + C_{c_{sy}}) + m_v g] y_b + [2d_1^2 C_{az} - 2h_1 h_2 (C_{sy} + C_{c_{sy}})] h_b - b_{vr} \ddot{q}_v + 2C_{sz} d_1^2 q_r + 2h_1 C_{sy} y_{es} + [C_{vr} + 2d_1^2 C_{az} + 2(C_{sy} + C_{c_{sy}}) h_1 h_{mt}] h_m + b_{vr} \ddot{q}_m - i_{vr} \ddot{q}_0.$$

Для бокового отбоя тележки

$$m_b \ddot{y}_b = 2C_{sy} y_v - 2h_1 C_{sy} q_v - 2[(C_{sy} + C_{csy}) + C_{py}] y_b - 2[h_2(C_{sy} + C_{csy}) - h_3 C_{py}] h_b - \\ - 2b_{py} \ddot{y}_b + 2h_3 b_{py} \ddot{q}_b + 2C_{csy} y_{es} + 2C_{py} y_0 + 2b_{py} \ddot{y}_0 + 2h_{mt}(C_{sy} + C_{csy}) q_m + m_b g q_0 - \\ - F_u - m_b h_{g2} \ddot{q}_0.$$

Для боковой качки тележки

$$i_{br} \ddot{q}_b = 2h_2 C_{sy} y_v + [C_{vr} - 2h_2 h_1 C_{sy} + 2d_1^2(C_{az} + C_{sz})] q_v - 2[h_2(C_{sy} + C_{csy}) - h_3 C_{py}] y_b - \\ - [2h_2^2(C_{sy} + C_{csy}) + 2h_3^2 C_{py} + 2d_2^2 C_{pz} + 2d_1^2 C_{az}] h_b + b_{vr} \ddot{q}_v + 2h_3 b_{py} \ddot{y}_b - \\ - (2d_2^2 b_{pz} + 2h_3^2 b_{py}) \ddot{y}_b - 2C_{sz} d_1^2 q_r + 2h_2 C_{csy} y_{es} - 2h_3 C_{py} y_0 - 2h_3 b_{py} \ddot{y}_0 - \\ - [C_{vr} + 2d_1^2 C_{az} - 2(C_{sy} + C_{csy}) h_2 h_{mt}] q_m - b_{vr} \ddot{q}_m - i_{br} \ddot{q}_0.$$

Для кинематики привода

$$i_{vm} \ddot{q}_m = -\ddot{q}_m \cdot b - q_m \cdot C + K_1 F_H - K_2 m_v g.$$

Для концевой жесткости

$$\ddot{y}_{es} = b_{sy}^{-1} (C_{csy} y_b + h_2 C_{csy} q_b + b_{sy} \ddot{y}_b - b_{sy} h_1 \ddot{q}_v - C_{csy} h_{mt} q_m - C_{csy} y_{es}).$$

Здесь: y_v, y_b, y_0 – боковое смещение кузова, тележки, пути; y_{es} – боковое смещение с учетом концевой жесткости демфера; θ_v, θ_b – наклон кузова, тележки; θ_m – наклон промежуточной балки; θ_o – наклон пути, обусловленный возвышением наружного рельса; θ_r – наклон, обусловленный просадкой пневморессор; V_v – скорость движения экипажа; m_v, i_{vr} – масса кузова, приходящаяся на один механизм наклона и его момент инерции; m_b, i_{br} – масса тележки и ее момент инерции; C_{az} – жесткость пневморессоры; C_{sz} – последовательная жесткость пневморессоры; C_{rz} – жесткость дополнительного резервуара; β_{rz} – демпфирование дополнительного резервуара; C_{sy} – поперечная жесткость второй ступени рессорного подвешивания; β_{sy} – поперечное демпфирование второй ступени рессорного подвешивания; C_{csy} – поперечная концевая жесткость второй ступени рессорного подвешивания; C_{vr} – жесткость противокренового устройства; β_{vr} – демпфирование противокренового устройства; C_{pz} – жесткость первичного рессорного подвешивания; β_{pz} – демпфирование первичного рессорного подвешивания; C_{py} – жесткость буксовых упоров; β_{py} – демпфирование буксовых упоров; d_1 – расстояние от вертикальной оси кузова до оси пневморессоры; d_2 – расстояние от вертикальной оси кузова до осей пружин первичного рессорного подвешивания; h_1 – расстояние от центра масс кузова

до горизонтальной оси пневморессор; h_2 – расстояние от центра масс тележки до горизонтальной оси пневморессор; h_3 – расстояние от центра масс тележки до горизонтальной оси пружин первичного рессорного подвешивания; h_{m1} – расстояние от центра масс механизма наклона кузова до мгновенного центра поворота; h_{g1} – расстояние от уровня головок рельсов до центра масс кузова; h_{g2} – расстояние от уровня головок рельсов до центра масс тележки; C – жесткость привода; B – демпфирование привода; K_1, K_2 – коэффициенты, учитывающие направление векторов соответствующих сил в зависимости от текущего угла наклона промежуточной балки механизма; F_H – сила, действующая на шток привода наклона кузова; $F_{ЭМ} = -\frac{1}{V_T} \left(L \frac{di^2}{dt} + i^2 \frac{dL}{dt} \right)$

– сила, развиваемая электромагнитным приводом ($F_H \geq F_{ЭМ}$); V_T – скорость перемещения штока силового привода; L – индуктивность обмотки электромагнита силового привода; I – ток обмотки электромагнита силового привода; $i_{vm} = f(\theta)$ – совместный момент инерции кузова и механизма наклона.

Приведенная математическая модель дает возможность исследовать в реальном времени влияние центробежной силы на динамические процессы в системе наклона кузова с учетом колебаний надрессорного строения, при движении (или имитации движения на стенде) по участку пути с конкретными параметрами кривой.

На рис. 4 приведена схема, иллюстрирующая суть предложения по созданию каткового стенда с возможностью имитации центробежных сил при движении вагона в кривых участках пути.

Этот стенд, кроме описанных выше систем, имеет еще дополнительно систему имитации действия центробежной силы при прохождении объектом испытаний кривых с любым радиусом, возвышением наружного рельса и скоростью движения. Как показали наши расчеты, центробежные силы, действующие на подвижной состав в кривых, лежат в пределах 40...50 кН. Для их создания в качестве привода, по нашему мнению, наиболее целесообразен электромеханический исполнительный механизм, который должен иметь канал управления, согласованный с каналами управления приводов возмущений.

Таким образом, вопрос создания для украинских железных дорог катковых стендов с возможностью имитации центробежной силы является особенно актуальным в связи с существующей точкой зрения на внедрение в перспективе скоростного пассажирского движения поездов с наклоняемыми кузовами. Такие стенды являются мощным инструментом, позволяющим испытывать подвижной состав с наклоняемыми кузовами. Для имитации действия центробежных сил целесообразно использовать систему электромеханического преобразования энергии, согласованную с механизмом, имитирующим возмущения движения экипажа в кривых.

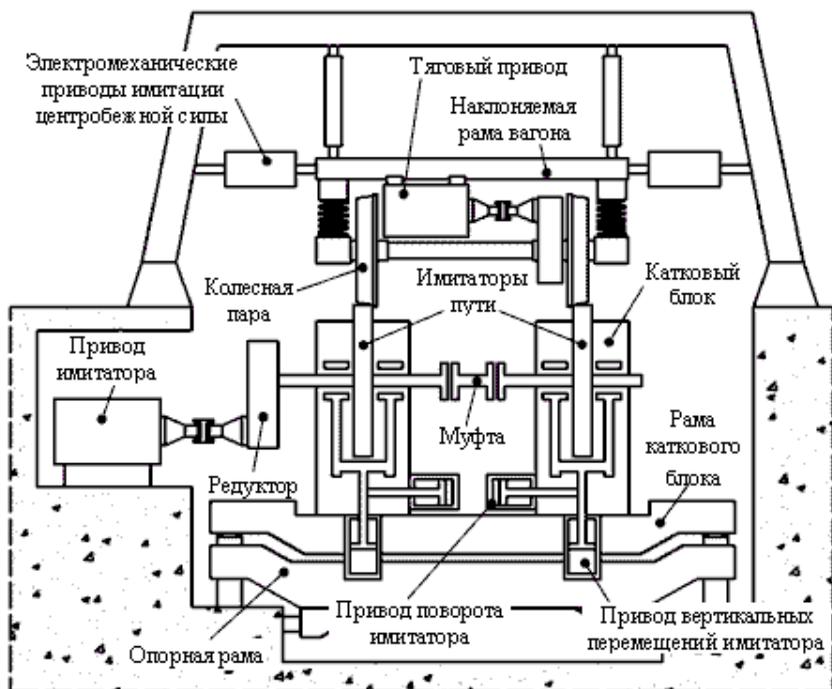


Рисунок 4 – Схема каткового стенда с возможностью имитации центробежной силы

Список литературы: 1. Омеляненко В.И., Кривякин Г.В., Якунин Д.И., Редченко Е.С. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2008. – №5 С. 12-17. 2. Persson R. Tilting trains. Description and analysis of the present situation. Literature study. – Stockholm, КТН. – 2006. – 94 p. 3. Корниенко В.В., Омеляненко В.И. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2007. –159 с. 4. Омеляненко В.И., Кривякин Г.В., Редченко Е.С. Катковые стенды для испытаний подвижного состава // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2009. – №5-6 С. 50-54. 5. Iwnicki S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. – Taylor & Francis Group, 2006. – 526 p. 6. Jaschinski A., Chollet H., Iwnicki S., Wickens A., Von Wurzen J. The Application of Roller Rigs to Railway Vehicle Dynamics // Vehicle System Dynamics. – 1999. – Vol.31. – P.345–392. 7. Zolotas A.C., Goodall R.M., Halikias G.D. New control strategies for tilting trains.

Поступила в редколлегию 25.11.2009